

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-34883

(43)公開日 平成7年(1995)2月3日

(51) Int.Cl.^a 識別記号 廊内整理番号 F I 技術表示箇所
F 02 B 29/08 D 7541-3G
F 01 L 1/34 C 6965-3G
1/44 6965-3G
F 02 D 13/02 J 7536-3G

審査請求 未請求 請求項の数 3 FD (全 5 頁)

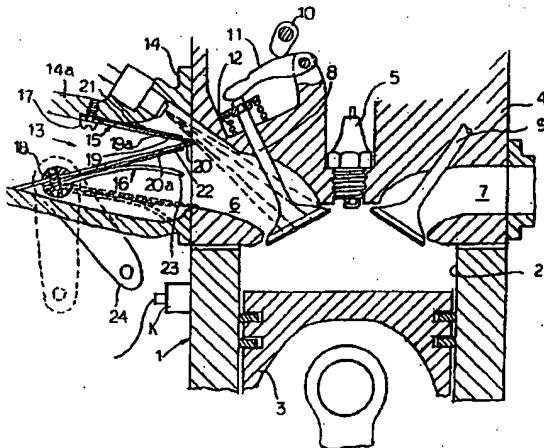
(21)出願番号	特願平5-189176	(71)出願人	000142724 株式会社兼坂技術研究所 神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号
(22)出願日	平成5年(1993)6月30日	(72)発明者	兼坂 弘 川崎市川崎区渡田向町8番2号

(54) 【発明の名称】 ミラー・サイクル・エンジン

(57) 【要約】

【目的】 全負荷時における吸気抵抗を通常のエンジンと同レベルにまで下げ、同出力を発揮しうるミラー・サイクル・エンジンを提供すること。

【構成】 吸気弁8、排気弁9を備えたミラー・サイクル・エンジンの前記吸気弁8を、クラシク軸に対して位相を変化しうる吸気カム軸10により駆動するよう構成するとともに、吸気系統に、全負荷状態において前記吸気カム軸10の位相を変化させたとき弁体15、16を開く、逆止弁13を配設したことを特徴とし、これにより通常の吸気弁8の開閉時期を大きく変更し得るようにしたこと及び吸気系統に逆止弁13を配設したことにより、従来のミラー・サイクル・エンジンのように複雑で重量大なるロータリ・バルブを使用することなく、軽量で構造簡単なミラー・サイクル・エンジンを実現できるとともに、全負荷状態において前記吸気カム軸10の位相を変化させたとき、逆止弁13の弁体16を開くようにしたことにより、全負荷時における吸気抵抗を通常のエンジンと同レベルにまで下げ、同程度の出力を発揮しうるミラー・サイクル・エンジンを提供できた。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸、排気弁を備えたエンジンの前記吸気弁を、クランク軸に対して位相を変化しうる吸気カム軸により駆動するよう構成するとともに、吸気系統に、全負荷状態において前記吸気カム軸の位相を変化させたとき弁体を開く、逆止弁を配設したことを特徴とするミラー・サイクル・エンジン。

【請求項2】 クランク軸に対する吸気カム軸の位相が段階的に変化することを特徴とする請求項1記載のミラー・サイクル・エンジン。

【請求項3】 クランク軸に対する吸気カム軸の位相が無段階に変化することを特徴とする請求項1記載のミラー・サイクル・エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はミラー・サイクル・エンジン、特に吸気抵抗を小さくして最大出力を維持しうるミラー・サイクル・エンジンに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 いわゆるミラー・サイクル・エンジンは、吸気弁閉時期を下死点より早め、これによつて、部分負荷時においてはスロットルバルブによる吸気絞りによって発生する負の仕事量（いわゆるポンピングロス）を実質的にゼロにしてサイクル効率の低下を抑えようとするものである。また、膨張比を1.1以上に設定し、圧縮比をノッキング限界以内の1.0程度とするために、吸気弁閉時期を下死点より早める。また、過給した場合、膨張比を1.1以上に設定し、ノッキングに応じて吸気弁閉時期を早めることによって実質的な圧縮比を低下させ、ノッキングを抑制しつつ高い熱効率を維持しようとするものである。上記ミラー・サイクル・エンジンを実現するために本発明者は、例えば特公昭58-55329号公報に示すように、一定の開閉時期をもつ通常の吸気弁に吸気通路の閉時期を変更しうるロータリ・バルブを併用することを案出した。

【0003】 しかしながら、上記ロータリ・バルブをエンジンの吸気弁と併用するため吸気通路に設置することにより吸気抵抗が増大し、このため特に無過給のガソリン・エンジンにおいては、部分負荷時のポンピング・ロス低減の目的は充分に達成できず、全負荷時においてはロータリ・バルブが吸気抵抗を高め、最大出力を減少せしめているのが現状である。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 本発明は、上記に鑑みて案出されたものであり、その目的とするところは、部分負荷時においてポンピングロスを実質的にゼロとし、全負荷時における吸気抵抗を通常のエンジンと同レベルにまで下げ、同出力を發揮しうるミラー・サイクル・エンジンを提供するにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】 前記目的を達成するための本発明ミラー・サイクル・エンジンは、吸、排気弁を備えたエンジンの前記吸気弁を、クランク軸に対して位相を変化しうる吸気カム軸により駆動するよう構成するとともに、吸気系統に、全負荷状態において前記吸気カム軸の位相を変化させたとき弁体を開く、逆止弁を配設したことの特徴とする。

【0006】

【作用】 上記構成による本発明ミラー・サイクル・エンジンにおいては、部分負荷時またはノッキングを抑制時に前記吸気カム軸の位相を前記吸気弁の開閉時期を早めるよう変化させ、早期に吸気弁を開いてミラー・サイクルを実現させようとしたとき、吸気弁が排気弁とほぼ同時に開くため排気ガスが吸気通路に逆流せんとするが、吸気系統に配設した前記逆止弁の弁体が閉じて吸気通路への排気ガスの逆流を防止する。従つて、吸気通路へ逆流する排気ガスが次の吸気行程でシリンダ内へ吸入されることによって酸素が不足し、燃焼が不完全または不可能となる不具合が未然に除去される。また、本発明ミラー・サイクル・エンジンは、全負荷時において、前記逆止弁の弁体を開くことにより、吸気通路の流れの抵抗を通常エンジンとほぼ同程度まで低下させ、出力もほぼ同程度に確保することができる。

【0007】

【実施例】 図1において、1は本発明ミラー・サイクル・エンジンで、2はシリンダ、3は該シリンダ2内を摺動するピストン、4はシリンダヘッドである。該シリンダヘッド4には、シリンダ2の中心線上に設けた点火栓5を挟んで吸気ポート6、排気ポート7が形成され、両ポート6、7のシリンダ2側開口部を各々開閉する吸気弁8及び排気弁9が配設されている。前記吸気弁8は、図示しないクランク軸と同期して回転し、且つその位相を変更しうる吸気カム軸10によって揺動レバー11を介して開閉される。なお、12は弁ばねである。また、前記排気弁9は図示しないクランク軸と同期して回転する排気カム軸及びレバー（いずれも図示せず）によって開閉される。

【0008】 13は逆止弁で、前記吸気ポート6に合わせてシリンダヘッド4に取り付けられた吸気管14内に配設されている。逆止弁13は一对の弁体15、16から構成されており、その一方15は一端をねじ17により吸気管壁14aに固定するとともに、他方16は一端を同管壁14aに軸18により支持されており、上記弁体15、16の各他端側は互いに接触したとき密着して吸気管14を閉じるように形成されている。また、前記弁体15、16は各々通孔19a、20aをあけた弁板19、20、ベリリウム銅製のリード弁21、22及びリード弁22の外側に設けたガイド23とからなり、弁体16は前記軸18に取り付けた回動レバー24により吸気管壁14a内面に密着するまで開くことができる。

【0009】前記吸気弁8を駆動する吸気カム軸10の位相を変更する装置としては、例えば図4、図5に示される開閉時期調整機構25が利用できる。即ち該開閉時期調整機構25は、軸受26に支承された前記吸気カム軸10の端部に、一方向に捩じれたヘリカルスプライン27を刻設するとともに、吸気カム軸10と同軸上に、端部に前記ヘリカルスプライン27と逆方向に捩じれたヘリカルスプライン28を刻設し、軸受26'に支承された駆動軸29を設け、上記スプライン27、28間に、両端内面に歯30、31をもつ調整駒32を各歯30、31が各ヘリカルスプライン27、28と噛み合うよう両軸間にセットし、前記調整駒32をアクセルペダル(図示せず)、ノックセンサKまたは所定吸気圧等によって作動するアクチュエータ(図示せず)によりレバー33を介して移動せしめて位相を変更し、前記吸気弁8の開閉時期を変えるものである。なお、この吸気弁の開閉時期の変更は図2に示すように、最大ほぼ180°とする。また、Gは図示しないクランク歯車と噛み合うカム駆動ギヤである。

【0010】上記構成の本発明ミラー・サイクル・エンジンの作用を図2、3により説明する。まず、通常のエンジンの排気弁9は図2の点線に示すように、また吸気弁10は同図実線aのように各々開弁する。その時のシリンダ内のp-v線図は図3の線図aで、吸気行程においては、点1から吸出し、点2で実質的に吸気弁が閉じるまでの行程において全行程容積の空気が吸入され、次に点2から圧縮行程となり、シリンダ2内空気は実線aをたどって圧縮され、上死点において点a'で圧力を高める。また、通常のガソリンエンジンの低負荷時においては、混合気の吸気量によって負荷が制御され、図3の点1からd'までの少量の混合気を吸入するため、スロットルバルブ(図示せず)により吸気を絞り、点1から点1'に減圧したうえ吸出し、点d''より圧縮し、点d'にて大気圧となり、このときの実質的吸入混合気量は点1-d'にて表される。このときの点1-1'-d''-d'ー1で囲まれた面積は、負の仕事となり、ポンピング損失としてガソリンエンジンの熱効率を低下させている。然るに、ミラー・サイクル・エンジンでは、吸気弁10のバルブ・タイミングを前記開閉時期調整機構25により変更し、図2、3の点d'において吸気弁8を閉じるのである。このとき吸気弁8と排気弁9との間で大きなオーバ・ラップが発生し、排気弁9と吸気弁8とは排気行程において同時に聞くから、排気ガスが排気ポート7内のみでなく、吸気ポート6内にも押し出されて、このままでは次の吸気行程においては排気ガスのみ吸氣することになって、エンジンが運転不能となる。

【0011】そこで、本発明のミラー・サイクル・エンジンでは、逆止弁13を吸気系統、具体的には吸気管14内に配設することにより、吸気管14内に逆流しようとする前記排気ガスを止め、通常のエンジンと同様に、

それ以後の排気行程においては専ら排気弁9を通じて排気が行われる。図2、3で示すように、吸気は上死点から開始されて点d'にて吸気弁8が閉じてシリンダ2内への吸気は終了し、それ以後のピストン3の吸気行程においては、図3に示すように線dをたどりつつシリンダ内混合気は断熱膨張を続け、吸気行程の下死点d''において吸気行程を終了するのである。次にd''より圧縮行程に入り、再び線dをたどって断熱圧縮し、点d'において再び吸気圧(例えば無過給エンジンにおいては大気圧)状態の温度と圧力になる。この場合、エンジンが吸気した混合吸気量は線1-d'で表される。そして点d'より更に断熱圧縮され、点d''で圧縮行程を終了する。

【0012】本発明ミラー・サイクル・エンジンにおいて、エンジンの出力を増大させるには、前記吸気カム開閉時期調整装置25により吸気弁8の開時期を遅らせ、図2、3の線cの位置までバルブ・タイミングを遅らせればよい。これによって、吸入混合気量は点c'に表されるように多くなり、また圧縮圧力は点c''に表されるように高まり、且つ圧縮温度も圧縮圧力に応じて高まる。図2、3の線bは、更に混合気吸入量を増加させ、出力を増大させた場合を示し、線aは、通常のエンジンのスロットル・バルブ全開状態における全出力運転状態を示し、図2、3から明らかのように、エンジンは全行程容積に混合気を吸入し、最大出力を発生するのである。しかし、このとき逆止弁13が図1の実線のような位置にそのままあるときは、吸気がリード弁21、22を押し開け、弁板19、20の通孔19a、20aを通じてシリンダ2内に流入するとき、大きな通気抵抗があり、逆止弁13のない通常のエンジンより出力が低下する欠点が発生するが、本発明ミラー・サイクル・エンジンでは、上記逆止弁13の弁体16を軸18を介して回動レバー24によって図1の点線位置まで移動することができる、逆止弁13の機能を停止させるとともに、前記通気抵抗をなくすことができ、これによって全負荷性能を通常のエンジンと同程度に高めることができるのである。上記全負荷状態においては、図2にて明らかなように、点線で示される排気弁の開口面積と実線aで示される吸気弁の開口面積のオーバ・ラップは、通常のエンジンと同じで小さく、吸気側への排気の逆流はなく、従って、逆止弁13は必要がないのである。

【0013】

【応用例】

(1) 図2、3に示すように、吸気弁の開閉時期を線a→b→c→dと順次無段階に進めることによって、オットー・サイクル・エンジンの場合、シリンダ内に吸入される混合気の量を、通常のエンジンのスロットル・バルブによって絞ることなく減少させ、発生する出力を連続的に調節することができ、ポンピング損失を生ずることなく、オットー・サイクル・エンジンの部分負荷燃料消

費率を改善し得る。

(2) 図3における点2からの圧縮行程では、例えば圧縮比を1.5とすれば、オットー・サイクル・エンジンでもディーゼル・エンジンと同等な熱効率が得られることが知られているが、実際は過大な圧縮比によりノッキングが発生して運転不能となる。しかし、本発明により図3の線bとなるよう吸気弁8の開閉時期を変更することにより、実質的な圧縮行程は点b'から点bとなり、ノッキングの発生しない圧縮比、例えば1.0とすることができる、これによって圧力と温度とを低下させることができ、ノッキングの発生を防止すると同時に、膨張比をこのエンジンの全負荷時の圧縮比よりたかい、例えば1.5とすることができます。これによって、仕事量は通常のオットー・サイクル・エンジンよりも多く、しかも燃料消費率は、社団法人自動車技術会の論文(924008)「吸気管制回転弁を用いた高膨張比ガソリン機関」に示された内容と同程度に低下し得る。

【0014】(3) オットー・サイクル・エンジンを過給すると、圧縮行程上死点における圧力と温度が上昇しノッキングが発生するので、これが対策として圧縮比を低下せしめることが一般に行われているが、これは燃料消費率の増大を招くためこのような対策の普及を妨げているが、本発明ミラー・サイクル・エンジンでは、図3の点2から点a''への行程における圧縮比において、過給によってノッキングを発生した際、吸気弁閉時期として線bの位置を選ぶことによって圧縮圧力と温度とをa''からb''にまで下げノッキングを回避せしめることができ、なお、この場合膨張比は一定のままにして、燃料消費率を低下させることができない。

(4) ターボ過給機の定圧力、定流量制御を伴うミラー・サイクル・エンジンの発明(平成5年5月26日付本出願による特許出願)にも、本発明を適用し得る。

(5) ディーゼル・エンジンの過給時における過大な圧縮圧力も、圧縮比を可変とし得る本発明を応用することによって回避できる。

【0015】

【発明の効果】本発明ミラー・サイクル・エンジンは、吸、排気弁を備えたエンジンの前記吸気弁を、クランク軸に対して位相を変化しうる吸気カム軸により駆動するよう構成するとともに、吸気系統に、全負荷状態において前記吸気カム軸の位相を変化させたとき弁体を開く、逆止弁を配設したことを特徴とするので、通常の吸気弁の開閉時期を大きく変更し得るようにしたこと及び吸気系統に逆止弁を配設したことにより、従来のミラー・サイクル・エンジンのように複雑で重量大なるロータリ・バルブを使用することなく、軽量で構造簡単なミラー・サイクル・エンジンを実現できるとともに、全負荷状態において前記吸気カム軸の位相を変化させたとき、逆止

弁の弁体を開くようにしたことにより、全負荷時における吸気抵抗を通常のエンジンと同レベルにまで下げ、同程度の出力を発揮しうるミラー・サイクル・エンジンを提供する効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明ミラー・サイクル・エンジンの要部縦断面図

【図2】本発明ミラー・サイクル・エンジンの吸、排気弁のクランク角に対する弁開口面積の変化説明図

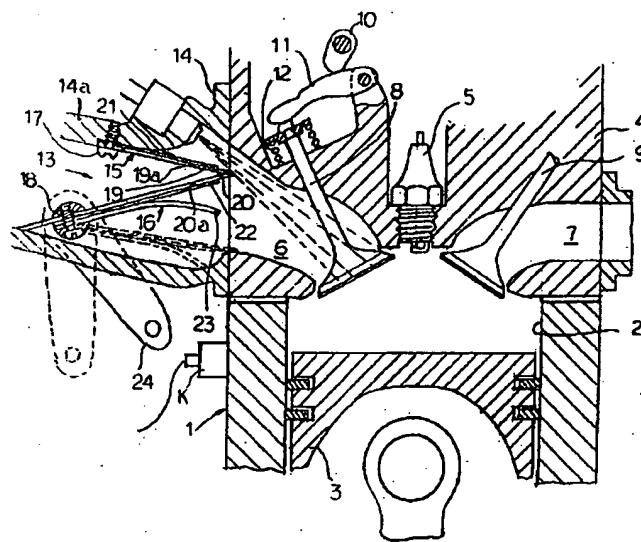
【図3】本発明ミラー・サイクル・エンジンのp-v線図

【図4】本発明ミラー・サイクル・エンジンの吸気弁開閉時期調整機構の断面図

【図5】図4の一部拡大断面図。

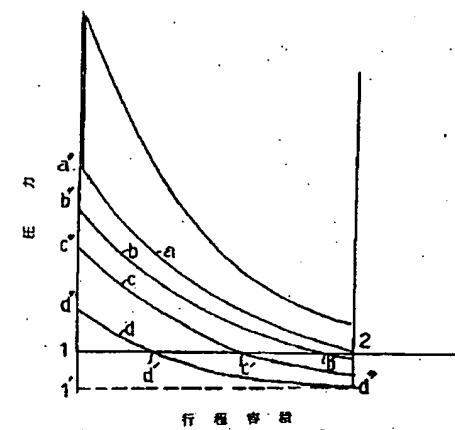
- 1 ; ミラー・サイクル・エンジン
- 2 ; シリンダ
- 3 ; ピストン
- 4 ; シリンダヘッド
- 5 ; 点火栓
- 6 ; 吸気ポート
- 7 ; 排気ポート
- 8 ; 吸気弁
- 9 ; 排気弁
- 10 ; 吸気カム軸
- 11 ; 搖動レバー
- 12 ; 弁ばね
- 13 ; 逆止弁
- 14 ; 吸気管
- 15 ; 弁体
- 16 ; 弁体
- 17 ; ねじ
- 18 ; 軸
- 19 ; 弁板
- 20 ; 弁板
- 21 ; リード弁
- 22 ; リード弁
- 23 ; ガイド
- 24 ; 回動レバー
- 25 ; 吸気弁開閉時期調整機構
- 26、26' ; 軸受
- 27 ; ヘリカルスプライン
- 28 ; ヘリカルスプライン
- 29 ; 駆動軸
- 30 ; 歯
- 31 ; 歯
- 32 ; 調整駒
- 33 ; レバー。

〔図1〕

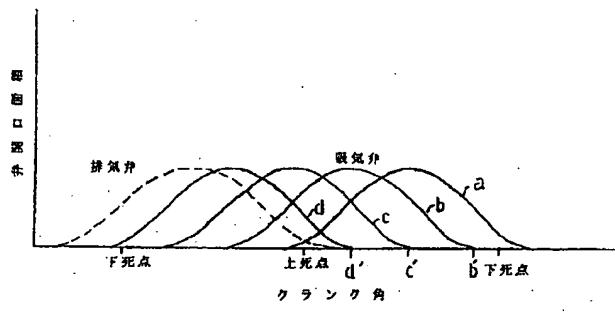


【图2】

[図3]



[図4]



【图5】

